

0718858-1

На правах рукописи

МИРОНОВ ВАЛЕРИАН НАЗАРОВИЧ

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВОГО МАСЛО-
ЗАПОЛНЕННОГО КОМПРЕССОРА С РАЗДЕЛЬНОЙ СИС-
ТЕМОЙ СМАЗКИ ДЛЯ СЖАТИЯ ПОПУТНОГО
НЕФТЯНОГО ГАЗА**

Специальность 05.04.06. вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы.

**Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук**

Казань - 2000

Работа выполнена на кафедре "Холодильная техника и технология"
Казанского государственного технологического университета и в
ЗАО "НИИТурбокомпрессор" им. В.Б. Шнеппа

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Мифтахов А.А.

Научный консультант: доктор технических наук,
профессор Хисамеев И. Г.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Пластинин П.И.,

кандидат технических наук,
доцент Шварц А.И.

Ведущее предприятие: АО Московский завод холодильного машино-
строения "Компрессор", г. Москва.

Защита состоится "21" декабря 2000г. в 14 час. на заседании диссертаци-
онного Совета К.063.37.05 в Казанском Государственном технологическом уни-
верситете по адресу: 420015, г.Казань, ул.К.Маркса, 68.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке КГТУ.

Автореферат разослан " 17 " ноября 2000 г.

Ваши отзывы, заверенные печатью, в 2-х экземплярах просьба высылать
по адресу: 420015, г.Казань, ул.К.Маркса, 68, диссертационный Совет
К.063.37.05.

Ученый секретарь
диссертационного Совета
К.063.37.05, кандидат
технических наук, доцент

НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА
КФУ



0000947898

М.Б. Хадиев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Интенсификация любого производства обусловлена, в первую очередь, созданием и внедрением новой техники с высокими технико-экономическими показателями. В системах промышленного сбора и транспорта нефтяного газа на протяжении ряда лет широко используются винтовые маслозаполненные компрессоры. Это обусловлено рядом их преимуществ по сравнению с другими типами компрессоров, а также возможностью выполнения таких требований потребителей компрессорного оборудования как: надёжная эксплуатация в зонах с холодным климатом; полная автоматизация при дистанционном управлении; экономичность при полной нагрузке и регулировании производительности; моноблочность поставки, компактность и малый вес; герметичность как в рабочем состоянии, так и во время стоянки; высокая чистота компримируемого газа на выходе из компрессорного агрегата. Необходимо отметить также и то, что винтовые компрессоры надёжно и эффективно работают при достаточно глубоком вакууме при отборе газа из газонефтяной смеси, что влияет на снижение давления насыщенных паров и сокращение потерь лёгких фракций углеводородов при транспорте нефти.

Опыт эксплуатации показал, что при компримировании нефтяных газов с высоким содержанием тяжёлых фракций углеводородов и сернистых соединений, ресурс работы компрессоров, и, в первую очередь подшипниковых узлов, заметно снижается. В связи с этим разработка надёжных и экономичных компрессорных установок для компримирования такого рода нефтяных газов является актуальной задачей.

Цель работы. Создание на основе теоретических и экспериментальных исследований высокоэффективного и надёжного винтового маслозаполненного компрессора для сжатия углеводородных газов с высоким содержанием тяжёлых углеводородов и сернистых соединений.

Задачи работы. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести обоснованный выбор математической модели рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора и доработать ее с учётом изменения вязкости масла.
2. Разработать метод расчёта изменения вязкости масла в процессе компримирования смеси углеводородных газов с высоким содержанием тяжелых компонентов.
3. Составить алгоритм и программу расчёта на ЭВМ характеристик винтового маслозаполненного компрессора и провести сравнение расчётных и экспериментальных данных.
4. Разработать экспериментальный стенд и провести исследования компрессора с отдельной подачей смазки.

5. Разработать конструкцию винтового маслозаполненного компрессора с раздельной подачей смазки, обеспечивающей надежную работу подшипниковых узлов.

Научная новизна и практическая ценность. Разработана конструкция винтового маслозаполненного компрессора, в которой исключён контакт компримируемого газа с маслом, подаваемым в подшипниковые узлы. Проведены исследования экспериментального винтового компрессора с раздельной системой смазки, подтвердившие эффективность разработанной конструкции компрессора. Предложена физическая модель процесса сжатия газомасляной смеси, проходящего с конденсацией части паровой фазы смеси. Определён метод расчёта рабочего процесса и разработана математическая модель, адекватно отражающая действительный рабочий процесс в компрессоре. Проведён расчёт изменения профильных зазоров между роторами компрессора на основе экспериментальных зависимостей температурного состояния рабочих органов компрессора. Расчётным путём показано влияние режимных параметров компрессора и состава газа на величину вязкости масла в процессе эксплуатации компрессора. Использование разработанной математической модели, реализованной в виде программы расчёта на ЭВМ, позволяет существенно сократить объём исследовательских и конструкторских работ при создании винтовых маслозаполненных компрессоров для компримирования углеводородных газов.

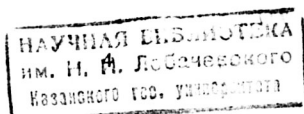
Реализация работы в промышленности. Разработанный метод расчёта рабочего процесса компрессора с учётом конденсации части паровой фазы внедрён в опытно-конструкторскую практику ЗАО "НИИтурбокомпрессор" при создании новых образцов винтовых компрессоров. Результаты теоретических и экспериментальных исследований были использованы при разработке винтовых компрессоров, используемых при транспорте попутного нефтяного газа, таких как ТАКАТ-50.07.М2; 6ГВ-18.06-19М1, 5ГВ-12/6М1 и др.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались на:

- XI Международной научно-технической конференции по компрессорной технике (Казань, 1998г.);
- отчётных научно-технических конференциях КГТУ им. С. М. Кирова (1999 г. и 2000 г.);

Публикации. По теме диссертации опубликовано шесть печатных работ.

Объём работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложения. Общий объём работы составляет 188 страниц, в том числе 47 рисунков, 82 наименования литературы, 20 страниц приложения.



СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приведён обзор работ по теоретическим и экспериментальным исследованиям винтовых компрессоров. Рассмотрены методы расчёта винтовых компрессоров, определены цель и задачи исследования.

Винтовые компрессоры, известные уже более 50 лет, нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. В настоящее время винтовые компрессоры выпускают более 50 фирм в промышленно развитых странах. Значительные успехи, достигнутые в последние три десятилетия в винтовом компрессоростроении, позволили этим машинам успешно конкурировать с поршневыми и центробежными компрессорами. Повышение эффективности винтовых компрессоров, в первую очередь, было обусловлено следующими факторами:

- разработкой и внедрением асимметричных профилей, позволивших повысить КПД винтовых компрессоров на 7...10% по сравнению с используемыми ранее круговыми профилями;
- разработкой и внедрением экономичных способов регулирования производительности, что улучшило энергетическое совершенство машины при переменной производительности;
- использование привода за ведомый ротор, что позволило улучшить энергетические и весо-габаритные показатели компрессоров малых баз;
- создание высокоэффективных конструкций маслоотделителей для маслозаполненных компрессоров;
- уменьшение абсолютной величины профильных зазоров при нарезке винтов за счёт использования высокоточной технологии изготовления и, в первую очередь, чистового шлифования нарезной части роторов и селективной сборки.

Теория зацепления винтов, методы расчёта их геометрических характеристик, исследование влияния профилей зубьев на показатели компрессора представлены в трудах П.А. Андреева, И.А. Сакуна, А.И. Шварца, И.Г. Хисамеева. Выполнение этих работ позволило приступить к серийному выпуску конкурентоспособных винтовых компрессоров в нашей стране.

Наибольшее распространение в нашей стране и за рубежом получили винтовые маслозаполненные компрессоры. Исследования рабочего процесса компрессоров этого типа посвящены работы, выполненные Н.Н. Сидорой и Ю.И. Диментовым. В работах Н.Н. Сидоры проведён анализ теплового баланса винтового маслозаполненного компрессора и предложена методика изучения теплообмена в рабочей полости для дисперсной модели течения. По результатам экспериментального исследования получены эмпирические уравнения для определения среднего показателя политропы сжатия, коэффициента подачи, гидрав-

лических и насосных потерь, которые могут быть применены при расчётах винтовых маслозаполненных компрессоров, работающих только на воздухе.

Вопросу разработки математической модели объёмных компрессоров посвящены работы Фотина Б.С., Тарасова, Пластинина П.И., А.М., Щерба В.Е., Хрусталёва Б.С., И.Г. Хисамеева, А.Л. Верного, Г.Н. Чекушкина, А.М. Ибраева и других авторов. Достаточно полно исследован процесс протечек газа и газомасляной смеси через зазоры между рабочими полостями винтового компрессора и окно нагнетания в работах В.М. Зарубина, В.И. Алёшина, А.Л. Верного, Ю.И. Диментова и др.

Проведённый обзор показал, что работ, посвящённых исследованию винтовых маслозаполненных компрессоров для сжатия углеводородных газов, нет. Вместе с тем представляется возможным использовать отдельные результаты указанных выше работ при решении задач, поставленных в настоящей работе.

Вторая глава посвящена разработке методики расчёта энергетических и объёмных показателей винтовых маслозаполненных компрессоров (ВМК) для сжатия углеводородных газов с высоким содержанием тяжёлых фракций. Рассматривается принцип действия ВМК и отмечается, что сжатие газомасляной смеси и теплообмен между маслом и газом является весьма сложным термодинамическим процессом и его математическое описание возможно только в случае принятия каких-либо допущений о характере и структуре двухфазного потока в компрессоре. Масло, поступающее в рабочие полости ВМК, дробится зубьями роторов на мелкие капли (менее 100 мкм), которые распределяются в сжимаемом объёме рабочей полости. Для расчёта теплообмена между каплями и газом необходимо знать их размер и концентрацию в газовом потоке в течение всего рабочего процесса. Однако следует заметить, что экспериментальное определение этих величин непосредственно в рабочей полости ВМК чрезвычайно сложно. Кроме того, следует отметить, что в процессе сжатия и охлаждения многокомпонентных углеводородных газов возможна конденсация части паровой фазы с выделением теплоты фазового перехода. Термодинамически строгое исследование указанных процессов является весьма сложной задачей. При решении прикладных задач, связанных с расчётом конкретных машин, возможно введение некоторых допущений, значительно упрощающих математическую модель рабочего процесса. Так, например, достаточно высокая скорость вращения роторов компрессора обеспечивает интенсивное дробление и перемешивание капель масла и сконденсировавшейся части газа. В этом случае можно допустить, что двухфазный поток находится в тепловом, динамическом и массовом равновесии, то есть система "газ-жидкость" находится в состоянии равновесия. Образовавшуюся смесь можно рассматривать как псевдосухой газ, обладающий некоторыми средними свойствами, и к которому применимы уравнения состояния для однофазной среды. Для такой модели рабочего процесса применима теория гомогенного течения, значительно облегчающая математическое

описание двухфазных потоков. Так, например, использование теории гомогенного течения дало положительные результаты при проведении А.Л. Верным исследования рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора. Предложенный им метод расчёта до настоящего времени широко используется в ЗАО "НИИтурбокомпрессор" при разработке ВМК различного назначения. С учётом вышеизложенного в данной работе предложена математическая модель рабочего процесса ВМК отличающаяся тем, что в ней учтены конденсация части паровой фазы, а также изменение вязкости масла, подаваемого в полость сжатия компрессора. В работе получены уравнения состояния и изэнтропического сжатия газомасляной смеси (псевдогаза), которые являются уравнениями теоретического рабочего процесса ВМК. Уравнение состояния записано в виде:

$$PV = Z M_{\text{см}} RT,$$

где $M_{\text{см}} = M_{\text{м}} + M_{\text{г}}$ – масса смеси; $M_{\text{м}}$, $M_{\text{г}}$ – масса масла и газа в смеси соответственно; Z – коэффициент сжимаемости.

Уравнение изэнтропы получено из условия, что приращение энтропии псевдогаза равно сумме приращений энтропии газа, масла и теплоты конденсации

$$d S_{\text{см}} = d S_{\text{г}} + d S_{\text{м}} + d S_{\text{к}},$$

Уравнение изэнтропического сжатия псевдогаза в координатах P , V записано в виде:

$$P V^{k_{\text{см}}} = \text{const},$$

где показатель изэнтропы $k_{\text{см}}$ равен

$$k_{\text{см}} = \frac{c_{\text{рг}} g_{\text{г}} + c_{\text{м}} g_{\text{м}} + (c_{\text{к}} - c_{\text{рг}}) g_{\text{к}}}{y \left[c_{\text{рг}} g_{\text{г}} + c_{\text{м}} g_{\text{м}} + (c_{\text{к}} - c_{\text{рг}}) g_{\text{к}} - \frac{z x^2}{y} R_{\text{г}} \right]}$$

где $c_{\text{рг}}$, $c_{\text{м}}$, $c_{\text{к}}$ теплоёмкости газа, масла и конденсата соответственно, x , y функции сжимаемости.

Действительный рабочий процесс ВМК относится к термодинамическим процессам с переменной массой рабочего тела в парной полости. Это обусловлено наличием гарантированных зазоров между рабочими полостями, через которые происходит перетекание газа из полостей с более высоким давлением в полости с более низким давлением. В связи с этим методы расчёта объёмных машин, основывающиеся на принципах термодинамики постоянной массы и использующие уравнения политропических процессов, неприемлемы для исследования и расчёта винтовых компрессоров.

В основу расчётной модели положено решение системы дифференциальных уравнений, описывающих состояние газа в компрессоре. При составлении этих уравнений учитывались следующие факторы, обусловленные конструктивными особенностями ВМК:

- изменение массы газа в полости происходит за счёт поступления массы газа или газомасляной смеси $dM_{\text{вх}}$ из окна всасывания и через зазоры из впереди идущих полостей, от перетекания массы газомасляной смеси $dM_{\text{вых}}$ через зазоры в позади идущие полости и окно нагнетания, от поступления масла в полость $dM_{\text{м}}$;

- температура газомасляной смеси в полости dT изменяется за счёт изменения объёма полости и массы смеси в ней $dT_{\text{из}}$, поступления в рассматриваемую полость газа и масла с другой температурой $dT_{\text{см}}$, теплообмена газомасляной смеси со стенками рабочей полости и трения роторов о газомасляную смесь $dT_{\text{т}}$, за счёт выделения теплоты при конденсации паровой фазы $dT_{\text{к}}$;

- изменение давления в полости dP происходит от изменения массы dM , температуры dT и объёма dV газомасляной смеси.

Площади проходных сечений окон всасывания и нагнетания, объём рабочей полости и длины щелей между полостями являются величинами, переменными по времени. Предполагается, что рабочим телом является псевдогаз, газовая постоянная и показатель изэнтропы которого определяются по полученным в работе зависимостям.

Дифференциальные уравнения действительного рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора для сжатия углеводородных газов имеют вид:

$$dM = dM_{\text{вх}} + dM_{\text{м}} - dM_{\text{вых}};$$

$$dP = \frac{1}{V} (zMRdT + zRTdM - PdV);$$

$$dT = T_i(k_i - 1) \left(\frac{dM_{RX} + dM_M - dM_{ВЫХ}}{M_i} - \frac{H_1 n_1 F(\varphi_1) d\tau}{V_i} \right) + \\ + \frac{M_i c_{pi} T_i + dM_{ВХ} c_{p.ВХ} T_{ВХ} + dM_M c_M T_M}{M_i c_{pi} + dM_{ВХ} c_{p.ВХ} + dM_M c_M} - T_i + \\ + \frac{AN_{tpi} + \alpha_{ki} S_i (T_i - T_k) d\tau + r_n (g_{fi} M_i - g_{fi+1} M_{i+1})}{M_i c_{vi}}$$

где k_i – показатель изэнтропы смеси; R – газовая постоянная смеси; c_p , c_v – теплоёмкость смеси в полости при постоянном давлении и объёме соответственно; T_i , $T_{ВХ}$, T_M – температура в полости до смешения, температура входящей газомасляной смеси и масла соответственно; N_{tpi} – мощность трения роторов; A – тепловой эквивалент работы; α_{ki} – коэффициент теплоотдачи; S_i – текущее значение поверхности теплообмена; T_k – температура корпуса компрессора; r_n – теплота фазового перехода; n_1 – частота вращения ведущего ротора; φ_1 – угол поворота ведущего ротора.

Полученные уравнения решались численным методом. В результате расчётов определялось изменение массы, температуры и давления в течение всего рабочего процесса. При разработке математической модели приняты следующие основные положения и допущения: 1) давление и температура в патрубках компрессора принимаются постоянными; 2) так как процессы в рабочих полостях протекают одинаково, но смещены по фазе, рассматривается только одна рабочая полость. В связи с этим расчёт производится методом итераций с использованием индикаторной и температурной диаграмм предыдущего приближения. Параметры в смежных полостях в расчётах каждого приближения принимались такими же, как в рассматриваемой на соответствующем угле поворота ротора. Условием окончания расчёта является отличие давлений и температур в индикаторной и температурной диаграммах данного и предыдущего приближения соответственно не более: $P-0,001$ МПа и $T-0,5$ К.

Основное влияние на изменение зазоров маслозаполненного компрессора оказывают тепловые деформации роторов и корпуса. Изменение профильных зазоров, связанное с тепловыми деформациями винтовой части роторов и корпуса, в общем случае можно записать в виде:

$$\Delta\delta = \Delta\delta_{вщ} + \Delta\delta_{вм} - \Delta\delta_A,$$

где $\Delta\delta_{\text{вн}}$, $\Delta\delta_{\text{вм}}$ - изменение профильного зазора от тепловых деформаций ведущего и ведомого роторов соответственно; $\Delta\delta_{\text{А}}$ - изменение профильного зазора от увеличения межцентрового расстояния в корпусе.

На основе результатов термометрирования подобных компрессоров можно записать следующие эмпирические зависимости температуры роторов и корпуса от температуры нагнетания $t_{\text{н}}$, всасывания $t_{\text{вс}}$ и впрыскиваемого масла $t_{\text{м.впр}}$:

$$t_{\text{р.н}} = 0,8 t_{\text{н}} + 5; \quad t_{\text{р.вс}} = t_{\text{вс}} + 0,35 t_{\text{м.впр}};$$

$$t_{\text{к.вс}} = t_{\text{н}} - 25; \quad t_{\text{к.н}} = 0,95 t_{\text{н}} - 10,$$

где $t_{\text{р.вс}}$, $t_{\text{р.н}}$, $t_{\text{к.вс}}$, $t_{\text{к.н}}$ - температура роторов и корпуса у торцев всасывания и нагнетания, °С.

Коэффициент расхода газа через зазоры определялся по нижеприведённым эмпирическим формулам:

$$\mu_{\text{см}} = 1,88 \operatorname{Re}_{\text{см}}^{0,271} (L/2\delta)^{0,615}, \text{ при } \operatorname{Re}_{\text{см}} < \operatorname{Re}_{\text{см.кр}}.$$

$$\mu_{\text{см}} = 0,7 (L/2\delta)^{0,175}, \text{ при } \operatorname{Re}_{\text{см}} \geq \operatorname{Re}_{\text{см.кр}},$$

где L - глубина щели; δ - высота щели (величина зазора между рабочими органами компрессора).

Эти зависимости получены на основе экспериментальных продувок щелей, выполненных ранее в ЗАО "НИИ Турбокомпрессор", и используются в практике расчётов винтовых маслозаполненных компрессоров.

В третьей главе предложен метод и проведены расчеты изменения вязкости масла при его контакте с попутным нефтяным газом в процессе компримирования. Маслогазовая смесь после сжатия в компрессоре подаётся в маслоотделитель, где масло отделяется за счёт чисто механических свойств потоков. Однако, кроме гравитационного отстоя в маслоотделителе между двумя смешивающимися потоками устанавливается физическое равновесие. Часть тяжёлых компонентов из газовой фазы сконденсируется и поглотится маслом, а низкокипящие фракции масла могут испаряться и уноситься с газовой фазой. Таким образом, процесс смешения и отстоя не является обратимым и его можно рассматривать как процесс однократной абсорбции, т.е. поглощение газа жидким поглотителем, в данном случае маслом. Исследуемый процесс можно с достаточной точностью считать как продолжительный, интенсивный одноступенчатый контакт между фазами, где достигается термодинамическое равновесие.

Для проведения расчётов тепломассообмена системы газ-масло ступень контакта между паром (газом) и жидкостью представляется в виде аппарата однократного испарения. В аппарат однократного испарения могут поступать любые материальные потоки извне. Тепловые потоки поступают как вместе с материальными, так и отдельно. В результате взаимодействия материальных и тепловых потоков при заданных независимых параметрах процесса (температура и давление) в аппарате однократного испарения происходит формирование парожидкостного равновесия, характеризующегося образованием определённых количеств паровой и жидкой фаз и определённых фазовых концентраций. Составлена система уравнений материального и теплового балансов, позволяющая рассчитать составы и количество фаз, образовавшихся в результате взаимодействия материальных и тепловых потоков. Для расчёта фазовых равновесий использовалось уравнение состояния Бенедикта-Вебба-Рубина. Предложенный метод расчёта позволяет определить величину снижения вязкости масла в процессе работы компрессора, связанное с растворением в нём сконденсировавшейся части газовой фазы, в зависимости от состава газа, давления и температуры нагнетания. При этом, как показали расчёты, чем тяжелее газ, тем больше снижается вязкость масла. А для одного и того же состава газа при большем давлении нагнетания вязкость масла уменьшится сильнее, чем при меньшем давлении. В то же время повышение температуры нагнетания при одном и том же давлении нагнетания наоборот уменьшает величину снижения вязкости масла. Снижение вязкости происходит до определённого предельного значения, определяемого вышеуказанными параметрами. А изменение вязкости в первоначальный момент работы компрессора описывается уравнением вида

$$y = \frac{Ax + B}{Cx + D},$$

где A, B, C, D - коэффициенты; x - количество циклов контакта масла и газа; y - вязкость масла.

Четвёртая глава посвящена экспериментальным исследованиям ВМК с раздельной подачей масла. В ней даётся описание экспериментального стенда, методик проведения и обработки эксперимента, метрологического оборудования, оценка погрешностей измерений. Проточная часть экспериментального компрессора выполнена в соответствии с типоразмерным рядом винтовых маслозаполненных компрессоров. Наружный диаметр роторов $d_1 = d_2 = 0,2$ м; относительная длина $L/d = 1,35$. Профиль зубьев – асимметричный СКБ-К. Роторы компрессора расположены в чугунном корпусе, имеющем вертикальные разёмы и опираются на подшипники качения. Подшипниковые камеры отделены от рабочих полостей компрессора контактными уплотнениями. Стенд имеет две

автономные маслосистемы, одна из которых обеспечивает смазкой подшипники компрессора и уплотнения, а вторая - подачу масла на впрыск в полость сжатия (рис. 1).

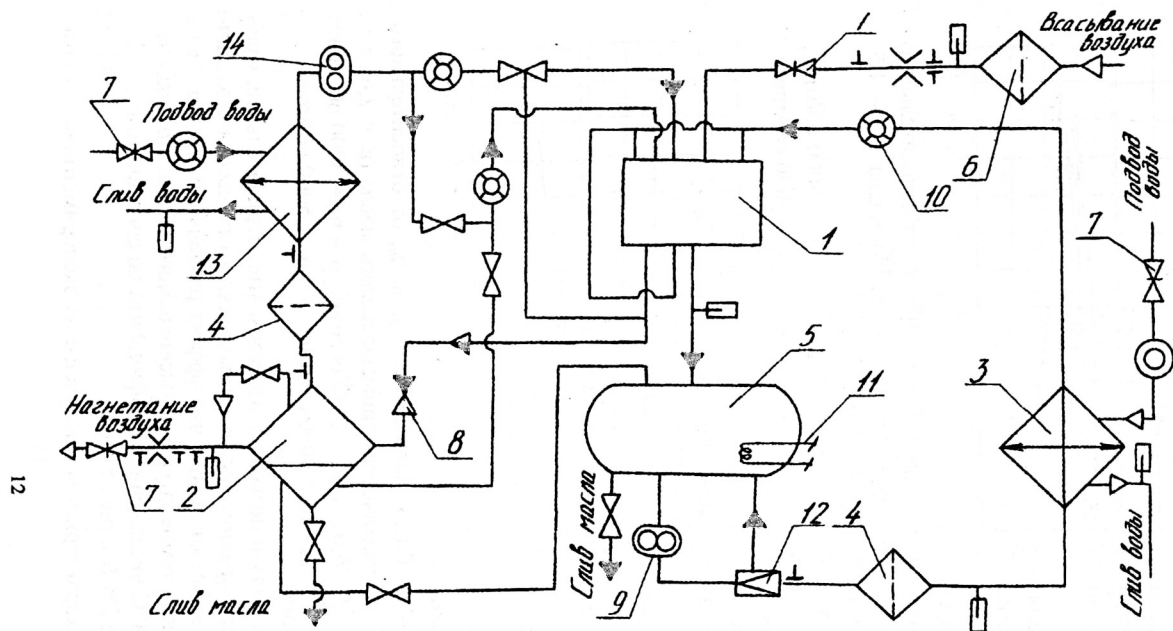


Рис. 1. Принципиальная схема стенда:

1 – компрессор; 2 – маслоотделитель; 3 – холодильник масла; 4 – фильтр масляный; 5 – бак для масла; 6 – фильтр газовый; 7 – задвижка; 8 – клапан обратный; 9 – насос масляный; 10 – расходомер; 11 – электронагреватель; 12 – клапан перепускной; 13 – холодильник масла; 14 – маслонасос.

Получены зависимости коэффициента подачи и изотермического КПД в функции степени повышения давления P , частоты вращения ведущего ротора n_1 и относительного количества впрыскиваемого масла m (рис.2 и 3).

Сравнение экспериментальных характеристик компрессора с расчётными подтвердило адекватность разработанной математической модели действительному рабочему процессу компрессора. Качественно характер экспериментальных и расчётных кривых полностью совпадает во всём диапазоне исследуемых параметров. Количественное различие составляет не более 3% (рис.4).

В компрессорах с общей системой смазки нагретое масло, сливаемое с подшипников и уплотнений, подаётся на всасывание в компрессор, тем самым снижая его производительность и КПД вследствие подогрева газа на всасывании и ухудшения процесса наполнения рабочей полости свежим газом. Раздельная система смазки позволяет избежать этих отрицательных явлений, что было показано при сравнительных испытаниях компрессора с различными схемами смазки. Следует отметить, что эффект раздельной подачи масла увеличивается с увеличением температуры впрыскиваемого масла. При рабочей температуре масла $t_m = 54^\circ\text{C}$ увеличение коэффициента подачи достигает 4%, а изотермического КПД - до 3% (см.рис. 5 и 6).

В связи с тем, что характеристики получены на экспериментальном ком-

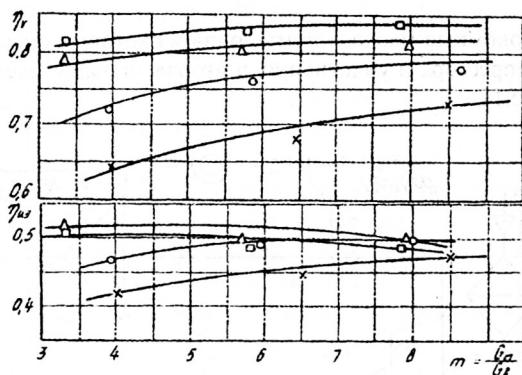


Рис.2. Зависимости η_v и $\eta_{из}$ от относительного количества впрыскиваемого масла ($\epsilon_r = 4,5$; $\pi = 8,0$):

x - $n_1 = 2000$ об/мин.; o - $n_1 = 3000$ об/мин.; Δ - $n_1 = 4000$ об/мин.; \square - $n_1 = 5000$ об/мин.

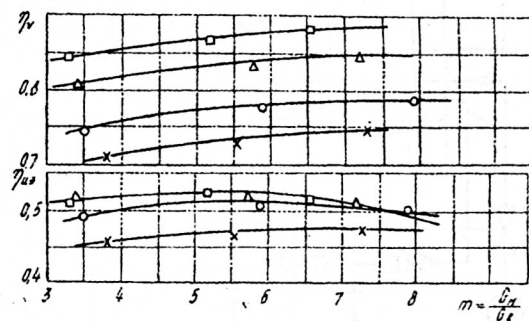


Рис.3. Зависимости η_v и $\eta_{из}$ от относительного количества впрыскиваемого масла ($\epsilon_r = 2,6$; $\pi = 6,0$): x - $n_1 = 2000$ об/мин.; o - $n_1 = 3000$ об/мин.; Δ - $n_1 = 4000$ об/мин.; \square - $n_1 = 5000$ об/мин.

прессоре, геометрические параметры которого соответствуют применяемым в типоразмерном ряду, они могут быть использованы при проектировании компрессоров на базах ряда.

В пятой главе изложена методика расчёта характеристик винтовых маслозаполненных компрессоров для сжатия углеводородных газов. На основе математической модели рабочего процесса и проведённых экспериментальных исследований составлены алгоритм и программа расчёта на ЭВМ. В результате расчёта определяются коэффициент подачи, индикаторная мощность и производительность компрессора.

Мощность, потребляемая компрессором, находится по зависимости

$$N_k = N_{ин} + N_{тр} + N_n + N_{мех},$$

где N_k - мощность, потребляемая компрессором; $N_{ин}$ - индикаторная мощность; $N_{тр}$ - мощность трения рабочих органов о газомасляную смесь; N_n - мощность, затрачиваемая на перекачку масла; $N_{мех}$ - мощность, затрачиваемая на трение в механических узлах компрессора.

$N_{тр}$ - рассчитывается по имеющимся в литературе зависимостям, полу-

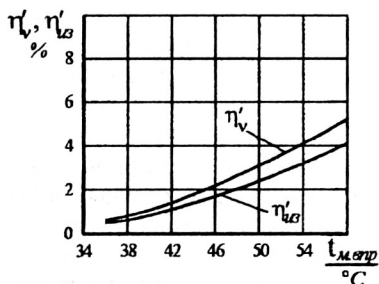


Рис.5. Зависимость эффективности раздельной подачи масла, по сравнению с общей, при различной температуре впрыскиваемого масла.

$$\eta'_v = \left(\frac{\eta_{v.p.}}{\eta_{v.об}} - 1 \right) \cdot 100\%; \quad \eta'_{ис} = \left(\frac{\eta_{ис.p.}}{\eta_{ис.об}} - 1 \right) \cdot 100\%$$

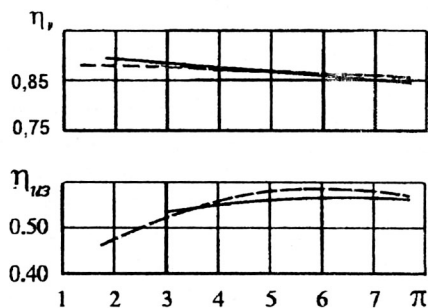


Рис. 4. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик компрессора ТАКАТ-50.07.М2.

— эксперимент; - - - расчет.

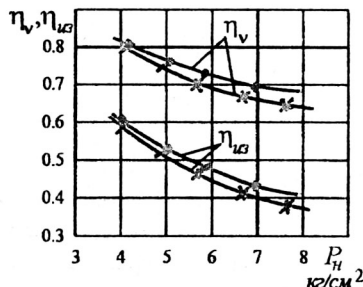


Рис.6. Зависимость коэффициента подачи и изотермического КПД от давления нагнетания. \circ - раздельная подача масла; \times - общая подача масла; $t_{м.впр} \approx 60^\circ\text{C}$; $n=3000$ об/мин; $m=6$.

вращения. N_n - определяется в зависимости от количества впрыскиваемого масла и перепада давлений между нагнетанием и точкой впрыска масла.

Метод расчёта рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора с учётом конденсации тяжёлых фракций углеводородов в процессе компримирования, экспериментальные исследования компрессора с раздельной системой смазки, а также опыт эксплуатации винтовых компрессоров на нефтепромыслах, стали основой для разработки серийных газовых винтовых компрессоров нового поколения, таких как: ТАКАТ-50.07.М2 УХЛ1, 5ГВ-12/6М1 У2, 6ГВ-18.06-19М1. К настоящему времени ОАО "Казанькомпрессормаш" выпущено более 200 компрессоров такого типа. Их создание и внедрение позволило отказаться от закупок аналогичного компрессорного оборудования по импорту и использовать их нефтяниками Западной Сибири и Крайнего Севера и даёт потребителю годовую экономию около 600 тыс. руб. на один компрессор.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведены расчётно-теоретические и экспериментальные исследования физических процессов, происходящих в проточной части маслозаполненных винтовых компрессоров с привлечением методов математического моделирования.

2. Разработана математическая модель рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора, в которой процесс сжатия газомасляной смеси рассматривается как сжатие псевдосухога газа и описывается уравнениями, подобными уравнениям для однофазной среды. Составлены уравнения состояния и изэнтропического сжатия псевдосухога газа, из которых определены его газовая постоянная и показатель изэнтропы. Использование такой модели позволило достаточно точно, и вместе с тем достаточно просто, описать процесс сжатия в компрессоре и использовать математическую модель для расчёта и оптимизации винтовых маслозаполненных компрессоров, сжимающих попутный нефтяной газ с большим содержанием высококипящих компонентов с учётом изменения вязкости в процессе эксплуатации за счёт конденсации части тяжёлых компонентов газа. Подтверждена адекватность разработанной математической модели и проверена сходимость результатов при отработке конструкции компрессора с раздельной системой смазки.

На основе результатов расчётно-теоретического и экспериментального исследований маслозаполненных винтовых компрессоров разработаны конкретные рекомендации по проектированию винтовых маслозаполненных компрессоров с раздельной системой смазки, имеющих повышенную эффективность.

3. Предложен метод расчёта и выполнены технологические расчёты процесса контакта масла, подаваемого на впрыск в полость сжатия, и попутного

нефтяного газа в процессе сжатия в компрессоре. Расчётным путём показано влияние режимных параметров компрессора и состава газа на величину вязкости масла в процессе эксплуатации компрессора.

4. Создан экспериментальный образец компрессора и стенд для его испытаний. Испытания показали, что компрессор, имеющий раздельную подачу масла на смазку подшипников и на впрыск в полость сжатия, имеет более высокий изотермический КПД (до 4%) и коэффициент подачи (до 5%) по сравнению с компрессором, где масло, сливаемое с подшипников, подается на всасывание в компрессор.

5. По имеющимся в ЗАО "НИИТурбокомпрессор" экспериментальным данным по индицированию рабочего процесса и термометрированию роторов и корпуса винтового маслозаполненного компрессора проведены расчёты действительных зазоров в компрессорах для сжатия попутного нефтяного газа и определены коэффициенты расхода в зазорах и окне нагнетания. Результаты расчётов были использованы при расчёте рабочего процесса компрессоров с раздельной системой смазки.

6. На основе математической модели рабочего процесса и проведённых теоретических и экспериментальных исследований разработаны алгоритм и программа расчёта на ЭВМ характеристик винтовых маслозаполненных компрессоров,

Сравнение расчётных и экспериментальных характеристик показало их хорошее совпадение на различных режимах работы компрессора. Расхождение не превышает 2...3%.

7. Полученные рекомендации были использованы при создании винтовых компрессоров, используемых при транспорте попутного нефтяного газа, таких как ТАКАТ-50.07.М2, 6ГВ-18.06, 5ГВ-12/6М1 У2. Компрессоры указанных типов успешно эксплуатируются на нефтепромыслах и газоперерабатывающих заводах России и за рубежом.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Миронов В.Н. Опыт эксплуатации винтовых компрессоров в объединении "Татнефть". Реф. сб. ВНИИОЭНГ, Сер. "Машины и нефтяное оборудование", 1981, с.30...31.

2. Хисамеев И.Г., Миронов В.Н. Опыт эксплуатации винтовых компрессоров для компримирования попутного нефтяного газа. //Тезисы докладов одиннадцатой международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Казань, 1998. с.61...62,

3. Волков Е.А., Миронов В.Н. Создание винтовых маслозаполненных компрессоров с раздельной системой смазки для компримирования попутного нефтяного газа и углеводородных газов в нефтяных и нефтехимических производствах. // Тезисы докладов одиннадцатой международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Казань. 1996. с.62...63.

4. Миронов В.Н., Хисамеев И.Г. Метод расчёта вязкости масла при компримировании углеводородных газов в винтовых маслозаполненных компрессорах // Проектирование и исследование компрессорных машин. Казань, 1999. Вып. 4. с.285...292.

5. Миронов В.Н., Мифтахов А.А., Хисамеев И.Г. Экспериментальное исследование винтового маслозаполненного компрессора с раздельной подачей масла. // Тезисы докладов научной сессии КГТУ, Казань. 2000, с. 118.

6. Миронов В.Н., Мифтахов А.А., Хисамеев И.Г. Методика расчета характеристик маслозаполненных винтовых компрессоров для сжатия углеводородных газов. // Тезисы докладов научной сессии КГТУ, Казань. 2000, с. 119.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'И.Г. Хисамеев' (I.G. Khisameev), written in a cursive style.

Заказ 231

Тираж 90 экз.

420015, г. Казань, к. Маркса, 68
Издательство КГТУ.

2-00